

VŠB- Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rekonstrukce zkušebního zařízení pro měření účinnosti
automobilních převodovek

Reconstruction of a Testing Device for Measuring of an
Automotive Gearboxes Efficiency

Student: Lukáš Říha

Vedoucí diplomové práce: Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Říha**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rekonstrukce zkušebního zařízení pro měření účinnosti automobilních převodovek**
Reconstruction of a Testing Device for Measuring of an Automotive Gearboxes Efficiency

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukční úpravy stávajícího zkušebního zařízení, které umožní měření účinnosti automobilních převodovek různých typů.

Proveďte analýzu pohonu, navrhněte připojení a uchycení kloubového hřídele a brzdového kotouče.

Proveďte pevnostní kontrolu kotvicích šroubů brzdy.

Zpracujte výkres sestavení v rozsahu minimálně A1 a dílenské výkresy vybraných dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000.

BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987.

BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1*. SNTL Praha, 1990.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II - Pohony*. Montanex a.s., Ostrava, 2002.

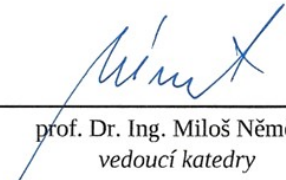
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milena Hruďčková, Ph.D.**


Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2014

Handwritten signature in blue ink, reading "Jiří Lukáš".

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/1200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě 16.5.2014



.....
podpis studenta

Babice 408

Babice, 687 03

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŘÍHA, Lukáš. *Rekonstrukce zkušebního zařízení pro měření účinnosti automobilních převodovek: bakalářská práce*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2014, 40 s, vedoucí: Ing. Milena, Hrudíčková, Ph.D.

V bakalářské práci je řešena rekonstrukce zkušebního zařízení pro měření účinnosti automobilních převodovek. V úvodní části jsou popsány jednotlivé komponenty zařízení. Poté je provedena analýza pohonu zejména tok krouticích momentů v jednotlivých uzlech pohonu. V další části je provedena pevnostní kontrola šroubů brzdy a návrh šroubů nových. V závěrečné části je navržen kloubový hřídel a jeho uchycení.

Výkresová dokumentace obsahuje výkres sestavy a dílenské výkresy vybraných dílů, které jsou přiloženy k práci.

ANOTATION OF THESIS

ŘÍHA, Lukáš. *Reconstruction of a Testing Device for Measuring of an Automotive Gearboxes Efficiency: Bachelor Thesis*. Ostrava: Department of Production Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2014, 40 p. Thesis, head: Ing. Milena, Hrudíčková, Ph.D.

This bachelor thesis solves reconstruction of testing device for measuring of an automotive gearboxes efficiency. The first part describes constituent components of testing device. After the first part, there is make a analysis of drive particularly flux torque in constituent parts of drive. In the next part of thesis is make a strength calculation attachment bolt of brake and are proposed a new bolt. In the final part of thesis is proposed cardan shaft and his fixing.

Drawings contain drawing of set and workshop drawings of selected parts, which are included.

OBSAH

OBSAH	7
SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ	8
1. ÚVOD	10
1.1 Cíle bakalářské práce	10
2. REŠERŠE V OBLASTI ZKUŠEBNÍCH ZAŘÍZENÍ.....	11
3. POPIS POHONU.....	13
3.1 Elektromotor	14
3.2 Kloubový hřídel	16
3.3 Převodovka	19
3.4 Brzda	21
3.5 Snímač krouticího momentu	21
4. VÝPOČTY	22
4.1 Analýza pohonu	22
4.2 Výpočet krouticích momentů.....	23
4.3 Pevnostní kontrola šroubů brzdy	23
4.3.1 Síla vyvozená brzděním.....	24
4.3.2 Rozbor sil zatěžující šrouby brzdy	26
4.3.3 Pevnostní kontrola šroubů	28
4.3.4 Návrh nových šroubů	30
4.4 Návrh kloubového hřídele.....	32
4.5 Kontrola příruby motoru	34
5. ZÁVĚR	37
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ	38
7. SEZNAM PŘÍLOH	40

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Význam	Jednotka
D_0	Průměr díry	[mm]
F_0	Osová síla	[N]
F_{\S}	Přídavná tažná síla namáhající šroub	[N]
F_B	Síla vyvozená brzděním	[N]
F_C	Celková síla namáhající šroub	[N]
F_p	Síla působící na pero	[N]
L_2	Délka kloubu	[mm]
L_{max}	Maximální délka kloubového hřídele	[mm]
L_{min}	Minimální délka kloubového hřídele	[mm]
$M_{M_{max.}}$	Maximální moment motoru	[Nm]
$M_{k_{max.}}$	Maximální krouticí moment	[Nm]
M_M	Jmenovitý moment elektromotoru	[Nm]
M_Z	Moment zvratu	[Nm]
M_{tm}	Moment tření mezi maticí a podložkou	[Nm]
M_{tz}	Moment tření na závitu	[Nm]
M_u	Utahovací moment	[Nm]
$M_{výstupní}$	Výstupní moment jdoucí z převodovky	[Nm]
$M_{vstupní}$	Vstupní moment	[Nm]
P_M	Výkon elektromotoru	[kW]
R_B	Reakce v bodě B	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
$S_{min.}$	Minimální průřez jádra šroubu	[mm ²]
$W_{k_{min.}}$	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
d_2	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
d_k	Průměr kotouče	[mm]
d_s	Střední průměr	[mm]
f_m	Součinitel tření pod maticí	[-]
f_z	Součinitel tření na závitu	[-]

$i_{př.}^1$	Převodový stupeň pro první rychlostní stupeň	[-]
l_p	Délka pera	[mm]
m_M	Hmotnost elektromotoru	[kg]
n_M	Otáčky elektromotoru	$[min^{-1}]$
$p_{1max.}$	Maximální tlak na 1 plochu	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
p_{PN}	Tlak na pero v náboji	[MPa]
t_1	Hloubka drážky v náboji	[mm]
β_k	Součinitel přidavného krutu	[MPa]
η_p	Účinnost poloosy	[-]
$\eta_{převodovky}$	Účinnost převodovky	[-]
η_{sm}	Účinnost snímače krouticího momentu	[-]
σ_{dov_t}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Tahové napětí	[MPa]
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
C	Hloubka náboje v kloubovém hřídeli	[mm]
L	Vzdálenost mezi středy kloubů	[mm]
P	Rozteč závitu	[mm]
Q	Připojovací rozměr	[mm]
b	Rameno výslednice tlaku F	[mm]
b	Šířka pera	[mm]
d	Velký průměr závitu šroubu	[mm]
d'	Předběžný průměr hřídele	[mm]
l'	Funkční délka spoje	[mm]
n	Počet hran	[-]
β	Vrcholový úhel závitu	[°]
π	Ludolfovo číslo	[-]
τ	Smykové napětí	[MPa]
φ	Opravný součinitel	[-]
φ'	Třecí úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]

1. ÚVOD

V bakalářské práci je řešena rekonstrukce stávajícího zkušebního zařízení pro měření účinnosti automobilních převodovek. Toto zkušební zařízení je doplněno o konstrukční úpravy a návrhy tak, aby bylo možné měření účinnosti automobilních převodovek různých typů. Práce je zaměřena na provedení analýzy pohonu, návrh a uchycení kloubového hřídele a brzdového kotouče. V práci je dále řešena pevnostní kontrola kotvicích šroubů brzdy, u kterých je provedena pevnostní kontrola.

1.1 Cíle bakalářské práce

Cílem této bakalářské práce je:

1. Navrhnout konstrukční úpravy stávajícího zkušebního zařízení, které bude umožňovat měření účinnosti automobilních převodovek různých typů
2. Provedení analýzy pohonu, návrh a uchycení kloubového hřídele a brzdového kotouče
3. Pevnostní kontrola kotvicích šroubů brzdy
4. Zpracování výkresové dokumentace
 - Výkres sestavení
 - Výrobní výkresy vybraných dílů

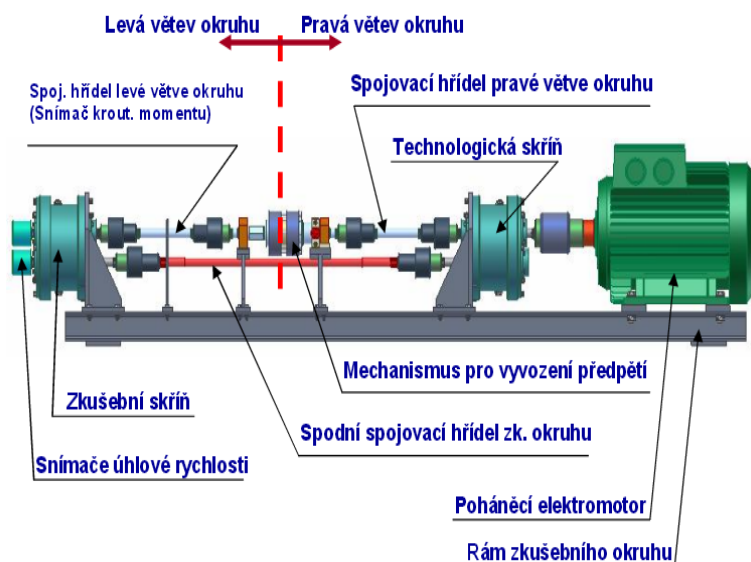
2. REŠERŠE V OBLASTI ZKUŠEBNÍCH ZAŘÍZENÍ

Po procesu výroby prototypu je nutno provádět ověřovací zkoušky jednotlivých dílů, popřípadě skupin součástí (převodovky). Nejspolehlivější obraz o vlastnostech navrženého celku lze určit v reálné zástavbě (zkušební zařízení).

K těmto účelům jsou navrhovány a konstruovány speciální zkušební zařízení, které by měly co nejlépe simulovat nejčastější provozní stavy a prokázat, že zkoušený celek je vyhovující a splňuje všechny parametry pro užití. Zkušební zařízení se nejčastěji skládá ze základních částí:

- Rám
- Pohon (elektromotor)
- Zkoušený celek (převodovka)
- Mechanismus pro vyvození zatížení (brzda)
- Snímač pro vyhodnocení dat (snímač krouticího momentu)

Na obr. 2.1 je zobrazeno zkušební zařízení pro zkoušky soukolí automobilních převodovek, kde jsou popsány jednotlivé části tohoto zkušebního okruhu.



Obr. 2.1 Zkušební zařízení pro zkoušky soukolí převodovek [12]

Rámy zkušebních zařízení jsou nejčastěji tvořeny ocelovými profily a navzájem jsou sešroubovány nebo přivařeny k sobě. Na obrázcích 2.2 a 2.3 jsou rámy vyrobeny kombinací obou metod. Pohonem zkušebních zařízení bývá nejčastěji elektromotor a tento motor má za



Obr. 2.2

Mechanismus pro vyvození zatížení je na Obr. 2.2 realizován pomocí brzdy, která je ovládána hydraulicky.

Jako snímače pro vyhodnocení dat se nejčastěji používají snímače krouticího momentu, snímače uhlové rychlosti a další. Volba snímače závisí na konkrétním měření.



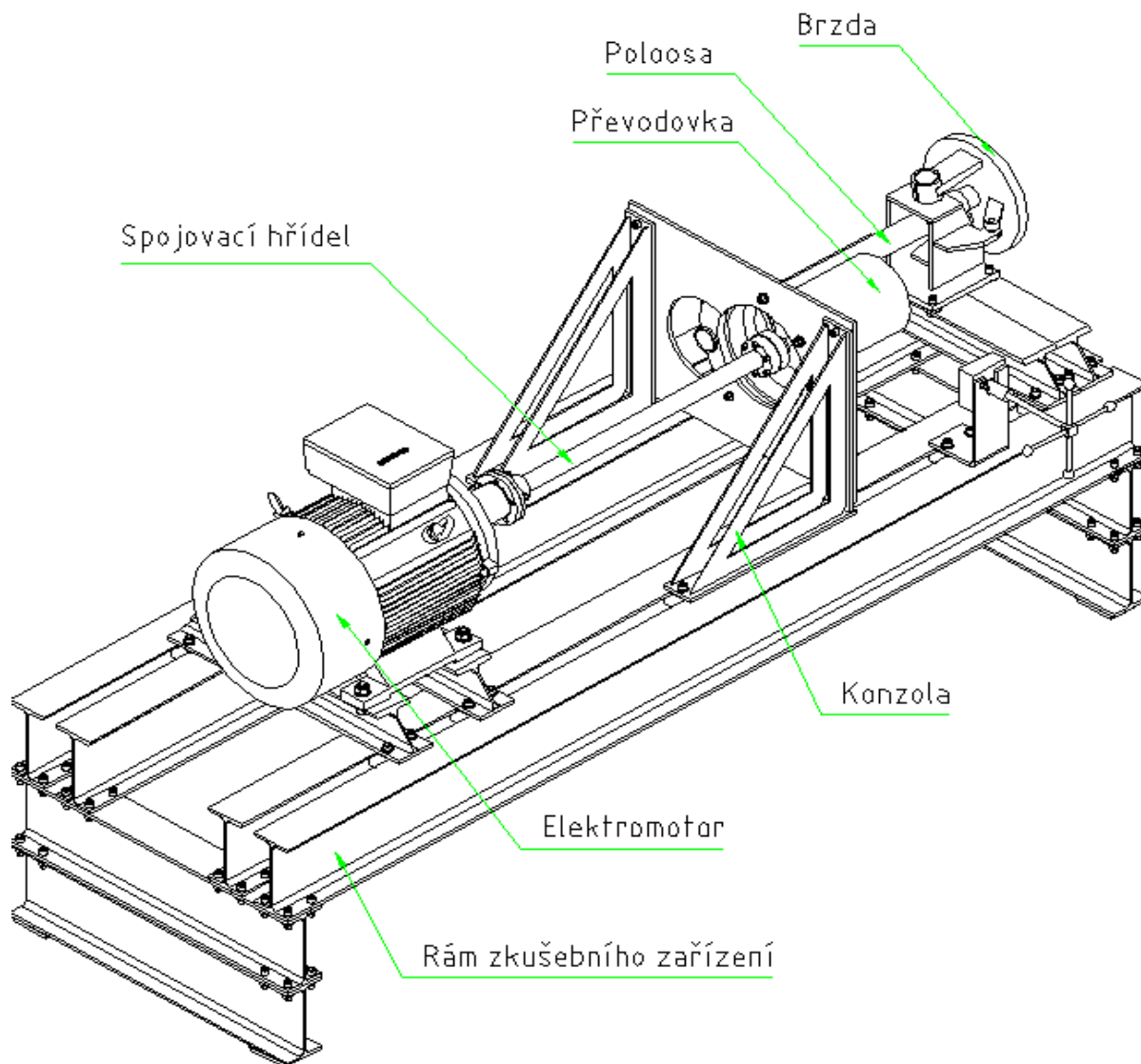
Obr. 2.3 Zkušební zařízení pro měření chyby převodu

úkol nahradit pohon skutečného zařízení. V našem zkušebním zařízení nahrazujeme spalovací motor elektromotorem.

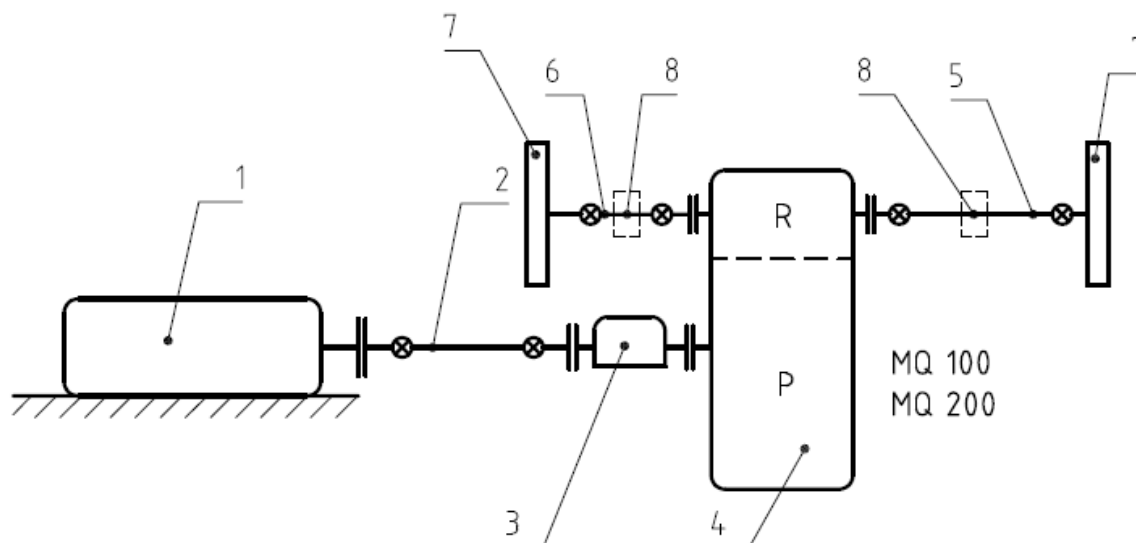
Zkoušený celek, např. převodovka je k rámu přichycena tak, aby toto uchycení odpovídalo skutečnému uložení převodovky v reálném zařízení.

3. POPIS POHONU

Zkušební zařízení pro měření účinnosti automobilních převodovek slouží k zajištění požadovaných parametrů, které jsou totožné s reálnými parametry. Jedná se zejména o tok krouticího momentu, výkonu a otáček. Schéma zkušebního zařízení před rekonstrukcí je zobrazeno na obr. 3.1, kde jsou vyobrazeny základní části tohoto zařízení, a schéma zařízení po rekonstrukci je zobrazeno na obr. 3.2.



Obr. 3.1 Zkušební zařízení před rekonstrukcí



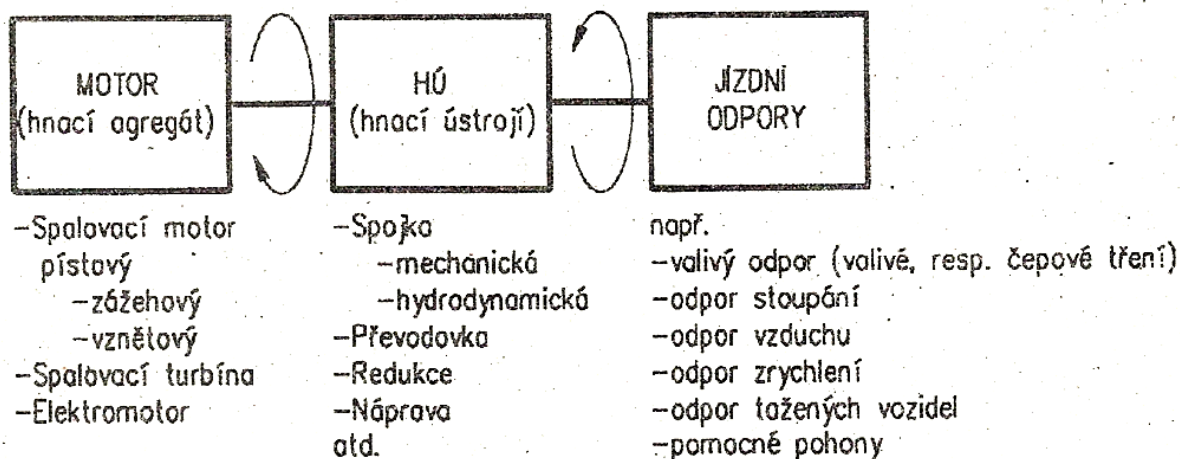
Obr. 3.2 Schéma zkušebního zařízení po rekonstrukci

- 1 Elektromotor
- 2 Spojovací hřídel
- 3 Snímač krouticího momentu
- 4 Převodovka
- 5 Poloosa
- 6 Kloubový hřídel
- 7 Brzda
- 8 Tenzometrický snímač krouticího momentu

Vybrané komponenty jsou popsány a vypočteny v následujících kapitolách.

3.1 Elektromotor

Hnací ústrojím vozidla se přenáší výkon (točivý moment) od motoru k hnacím kolům vozidla. Vozidla mohou být poháněna různými hnacími agregáty obr. 3.3.



Obr. 3.3 Schéma (hnací agregát, hnací ústrojí, jízdní odpory) [6]

Pro naše zkušební zařízení je použit elektromotor SIEMENS typové řady MEZ o výkonu 37kW, který má za úkol nahradit spalovací motor. Jedná se o dvoupólový, trojfázový asynchronní motor s obchodním označení 14BG207-2AA. Základní parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 Základní parametry motoru udávané výrobcem

Výkon [kW]	Krouticí Moment [Nm]	Otáčky [min^{-1}]	Hmotnost [kg]
P_M	M_M	n_M	m_M
37	120	2950	225

Vzhledem k tomu, že se jedná o asynchronní motor, je potřeba brát v úvahu také moment zvratu. Je to maximální možný moment, který nastane při brzdění našeho zkušebního zařízení. Jeho hodnota je dána výrobcem a udává ji poměr $\frac{M_M}{M_Z} = 3,3$. V rovnici 3.1 je tento moment vypočítán.

$$\frac{M_M}{M_Z} = 3,3 \Rightarrow M_Z = 3,3 \cdot M_M \quad (3.1)$$

$$M_Z = 3,3 \cdot 120 = 396 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Motor přenáší požadovaný výkon, který je k převodovce přenášén pomocí kloubového hřídele (spojovacího hřídele). Výstupní hřídel motoru je opatřena přírubou a tato příruba je uchycena k hřídeli pomocí těsného pera 14e7x9x80 ČSN 02 2562.

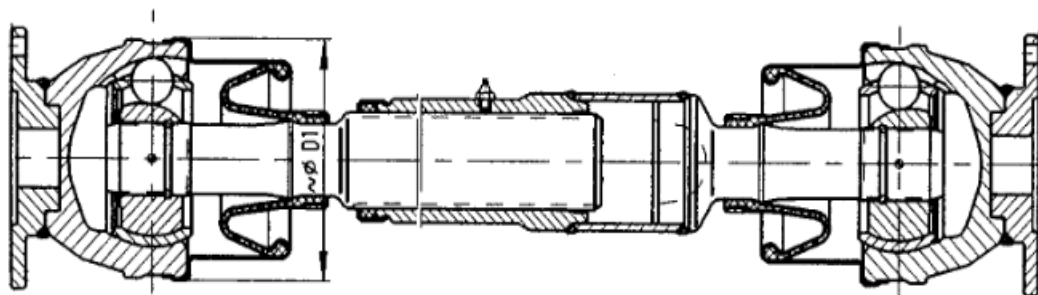
Kontrola přenosu krouticího momentu pomocí těsného pera je vypočítaná v kapitole 4.

3.2 Kloubový hřídel

Kloubové hřídele používáme zejména tam, kde se mění poloha agregátů hnacího ústrojí vůči sobě. Dalším důvodem použití kloubového hřídele je překonání relativně velké vzdálenosti mezi agregáty, nebo tam, kde je nutno z konstrukčních důvodů změnit v určitém rozmezí polohu os agregátů. Některé typy kloubů umožňují změnu úhlu i axiální posuv. V současné době se používají nejvíce kuličkové a křížové klouby.

Kuličkové klouby:

Spojovací hřídele s kuličkovými klouby se používají zejména pro menší zatížení a vyšší otáčky. Tyto hřídele bývají zpravidla homokinetické (jejich úhlová rychlost otáčení je totožná na vstupu i na výstupu). K zajištění jejich homokinetičnosti je používáno kuličkových stejnoběžných kloubů různých konstrukcí.



Obr. 3.4 Kloubový hřídel se dvěma stejnoběžnými klouby[6]

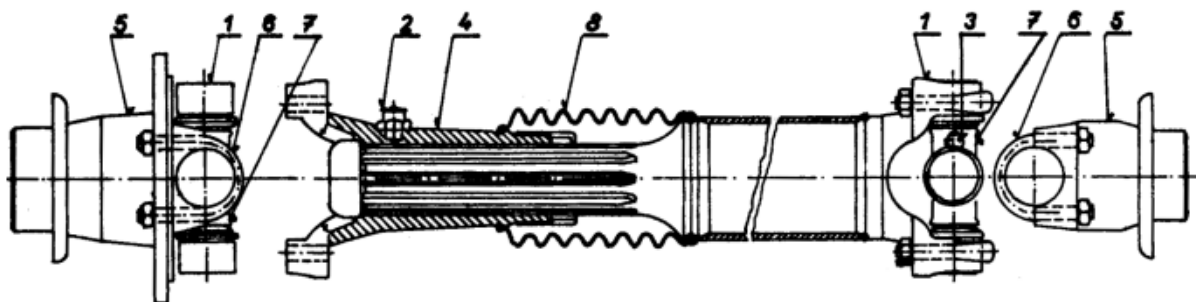
Tento typ hřídelů se používá u nezávisle odpružených hnacích náprav u osobních vozidel. Při použití dvou stejnoběžných kloubů dochází k minimalizaci vibrací na střední části hřídele, kde by při použití křížového kloubu u rychloběžných hřídelí docházelo k buzení vibrací v pohonu.

Křížové klouby:

Jedná se o nejrozšířenější typ kloubu, jehož nejdůležitější konstrukční element – kříž a jeho uložení je patrné z obr. 3.5. Křížové klouby mají i přes své rozšíření tři základní nedostatky:

- Neumožňují axiální posuv (nutno řešit posuvným drážkováním)

- Neumožňují velký úhel zalomení (trvale max. $10\div 12^\circ$, krátkodobě $20\div 35^\circ$)
- Nerovnoměrnost otáčení vstupního a výstupního hřídele jednoho kloubu vůči sobě



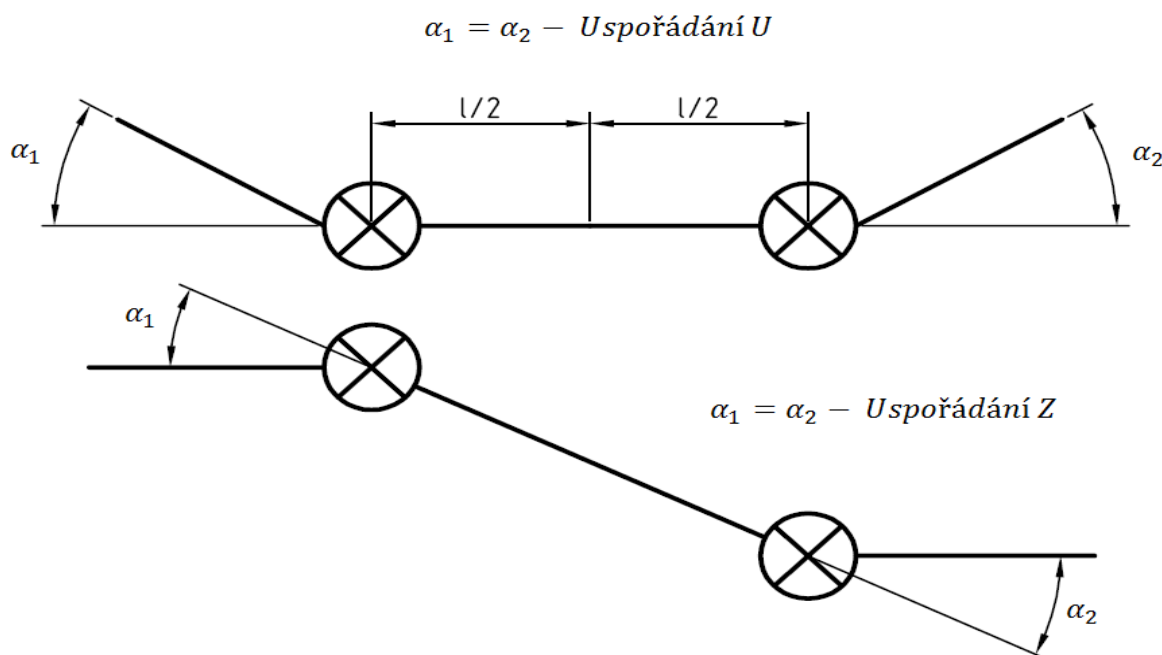
Kloubový hřídel: 1 - křížový kloub, 2 - maznice pro mazání drážkového spoje, 3 - tlaková maznice pro mazání jehel, 4 - drážkový nástavec, 5 - příruba křížového kloubu, 6 trmen ložiskových pouzder, 7 - čep kloubu, 8 - protiprachová manžeta

Obr. 3.5 Kloubový hřídel s křížovými klouby[6]

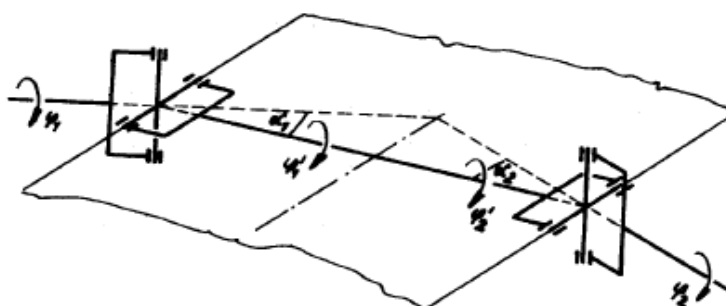
K odstranění nerovnoměrnosti chodu použijeme řetězec dvou a více kloubů. V praxi se převážně používají dva maximálně tři klouby. Pro uspořádání se dvěma klouby musí platit rovnice (3.2).

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 \quad (3.2)$$

Obr. 3.6 ukazuje dva možné způsoby uspořádání s dvěma klouby. Všechny tři hřídele v tomto typu spojení musí ležet v jedné rovině dle obr. 3.7.



Obr. 3.6 Uspořádání U a Z



Obr. 3.7 Správné uložení [6]

Při nesplnění podmínky z obrázku 3.7 vzniká větší nerovnoměrnost chodu.

Dimenzování kloubových hřídelů:

Vlastní pevnostní výpočet se většinou neprovádí. Vlastní dimenze kloubových hřídelů je zaručena výrobcem, který schvaluje zástavbu. Zpravidla se u kloubových hřídelů kontrolují délky hřídelů na tzv. kritické otáčky dle přibližného vztahu (3.3).

$$n_{MAX} \leq (0,7 \div 1) \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{L^2} \quad (3.3)$$

D, d vnější a vnitřní průměr spojovací trubky v [mm]

L vzdálenost mezi středy kloubů [mm]

Po nastudování popsané problematiky kloubových hřídelů jsem navrhl kloubový hřídel s křížovými klouby. Výpočet a podrobný návrh je proveden v kapitole 4.4.

3.3 Převodovka

Převodovka je montážní celek, patřící do kompletu poháněcí soustavy (hnací agregát). Konstrukční uspořádání a koncepce mechanicky řaditelných převodových skříní je velmi rozmanitá a to hlavně u automobilů. Nejjednodušší převodovky, užívané především u osobních automobilů, jsou dvou hřídelové. Mohou být 4 a 5ti stupňové a obvykle tvoří s rozvodovkou jeden celek. Ručně řazené převodovky jsou označovány M (manuálně řazená převodovka), a automaticky řazené převodovky se označují A nebo AG (Automatische Getriebe = automaticky řazená převodovka).

Pro naše zkušební zařízení mají být použity převodovky **MQ 100** a **MQ 200** koncernu VW.

MQ 100:

Tato manuální pětistupňová převodovka je určena pro benzínové motory s točivým



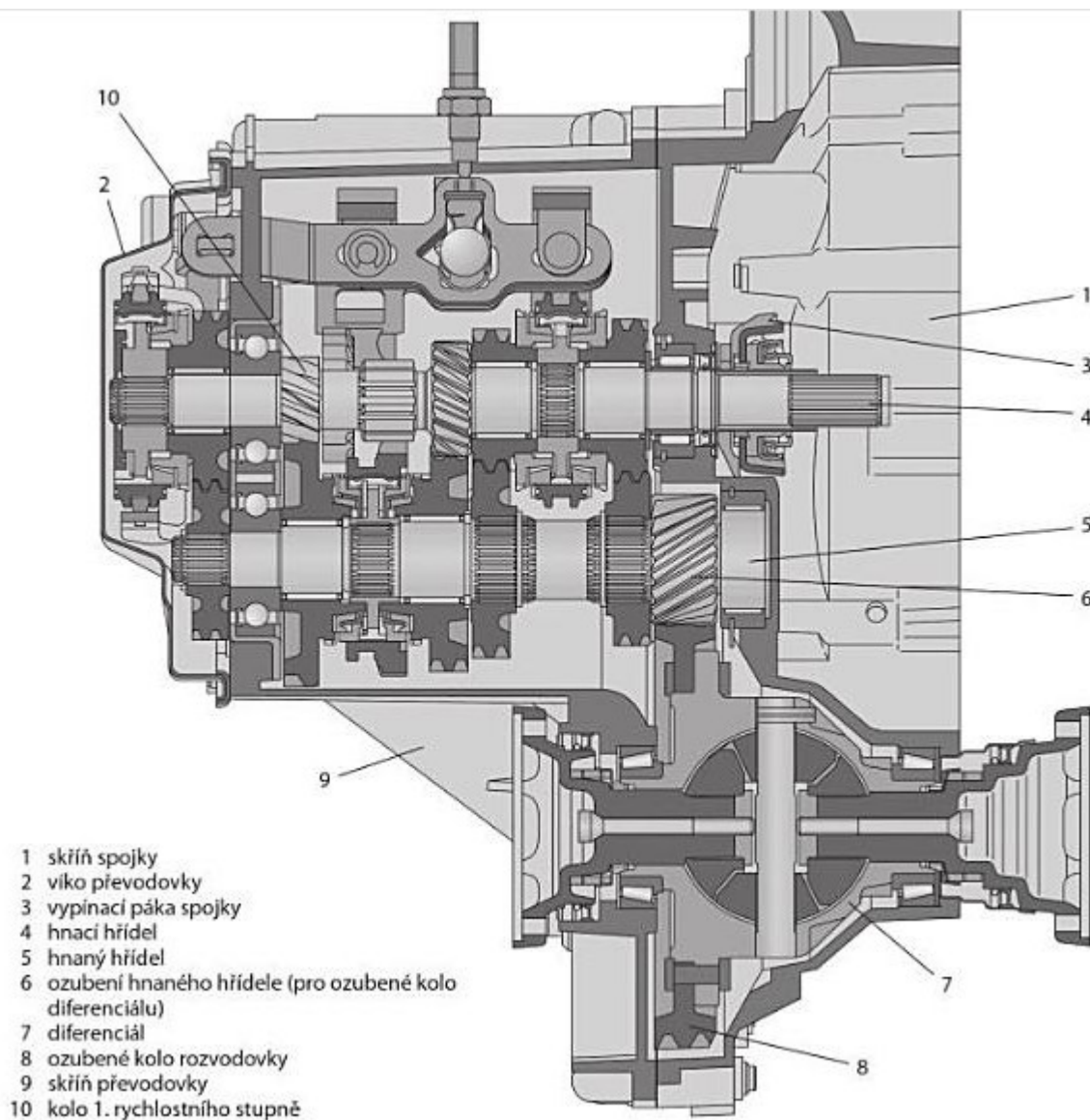
momentem do 120Nm. Je to kompaktní převodovka obsahující o jednu pětinu méně dílů než MQ200 což přináší značné snížení hmotnosti a z toho plynoucí využití této převodovky. Používá se především u automobilů New Small Family. Typickým příkladem použití je automobil Škoda Citigo.

Obr. 3.8 Automobil Škoda Citigo

MQ200:

Jedná se o dvou hřídelovou, pětistupňovou převodovku. Ozubená kola se šikmými zuby jsou ve stálém záběru. K zajištění tiššího chodu jsou kola uložena na jehlových ložiskách. Na hnaném hřídeli jsou uložena řazená kola 1. a 2. rychlostního stupně. Na hnacím hřídeli jsou uložena řazená kola 3., 4. a 5. rychlostního stupně. Ozubená kola zpětného chodu mají zuby přímé. Kolo zpětného chodu je uloženo na samostatné hřídeli a při zařazení zpětného chodu se toto kolo dostane do polohy mezi hnací a hnaný hřídel, čímž dojde ke

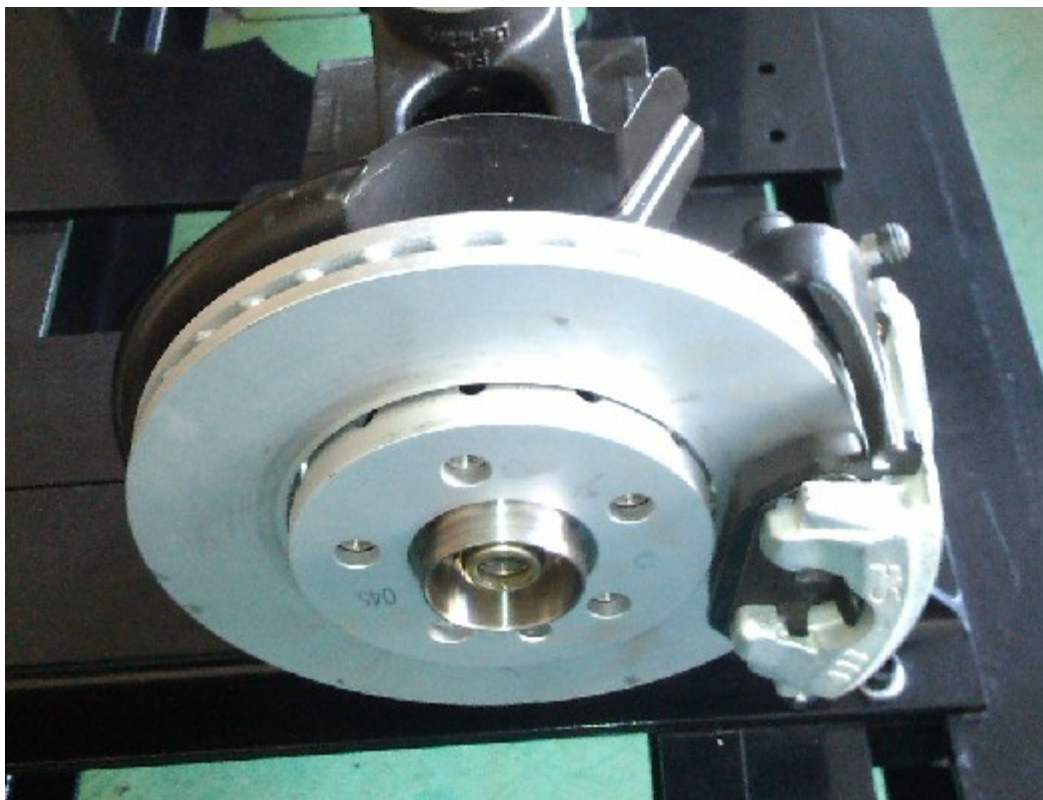
změně smyslu otáčení. Točivý moment je přenášen přes ozubení hnaného hřídele na ozubené kolo rozvodovky, tedy na diferenciál. Na obrázku 3.9 je zobrazen řez převodovkou MQ200.



Obr. 3.9 Řez převodovkou MQ 200 – 02 T [11]

3.4 Brzda

Na obrázku 3.10 je zobrazena brzda našeho zkušebního zařízení. Jedná se o kotoučovou brzdou, která je ovládána hydraulicky.



Obr. 3.10 Brzda zkušebního zařízení

3.5 Snímač krouticího momentu



Obr. 3.11 Snímač krouticího momentu

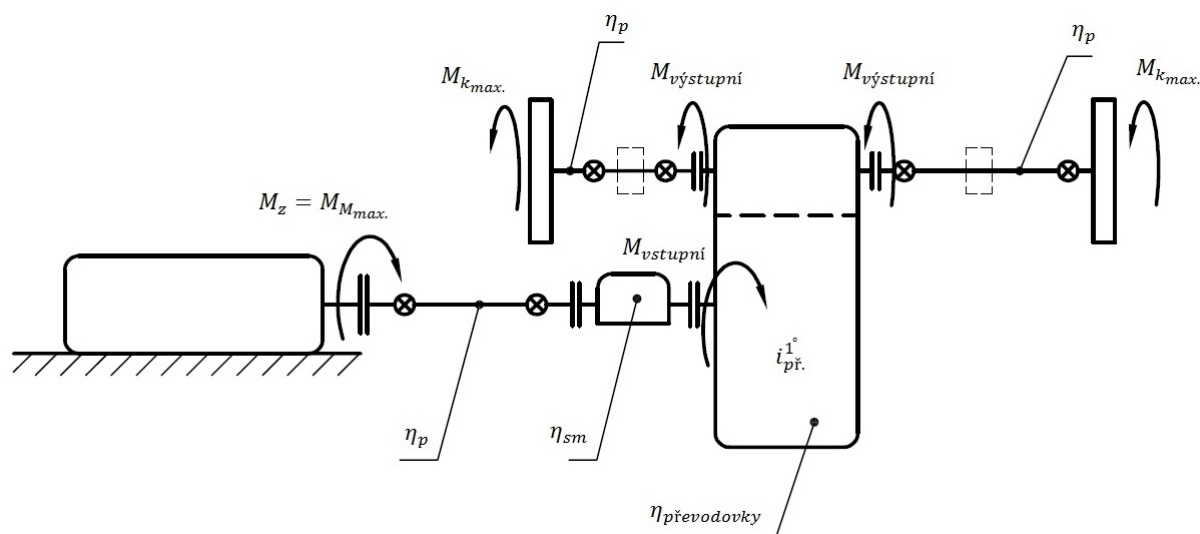
Jako snímač krouticího momentu byl zvolen snímač T4WA-S3/500Nm. Tento snímač pracuje na tenzometrickém principu a je vhodný pro oba směry otáčení. Uchycení tohoto snímače v našem zařízení je nakresleno na sestavném výkrese.

4. VÝPOČTY

V této kapitole jsem se zaměřil na výpočty a kontrolu vybraných částí zkušebního zařízení. Pro kontrolu jednotlivých částí bylo nutné stanovit tok krouticích momentů.

4.1 Analýza pohonu

Na obr. 4.1 je znázorněno schéma zkušebního zařízení a tok krouticích momentů v jednotlivých uzlech pohonu.



Obr. 4.1 Tok krouticích momentů

M_z moment zvratu

$M_{M_{max.}}$ maximální moment motoru

$M_{vstupní}$ vstupní moment

$M_{výstupní}$ výstupní moment jdoucí z převodovky

$M_{k_{max.}}$ maximální krouticí moment

η_p účinnost poloosy

η_{sm} účinnost snímače momentu

$\eta_{převodovky}$ účinnost převodovky

$i_{př.}^{1°}$ převodový poměr pro první rychlostní stupeň

Účinnosti jednotlivých komponent jsem odhadl dle svých zkušeností a zobrazil v tabulce 4.1, kde je uveden i převodový poměr pro první rychlostní stupeň.

Tab. 4.1 Přehled účinností

η_p	0,99
η_{sm}	0,99
$\eta_{převodovky}$	0,93
$i_{př.}^1$	3,455

4.2 Výpočet krouticích momentů

Tok krouticích momentů ve zkušebním zařízení je vyznačen na obr. 4.1. Pro výpočet jsou použity účinnosti dle tabulky 4.1 a moment zvratu ze vztahu (3.1).

Maximální moment motoru:

$$M_z = M_{M_{max.}} = 396 [N \cdot m] \quad (4.1)$$

Vstupní moment:

$$M_{vstupní} = M_{M_{max.}} \cdot \eta_p \cdot \eta_{sm} \quad (4.2)$$

$$M_{vstupní} = 396 \cdot 0,99 \cdot 0,99$$

$$M_{vstupní} = 388,1 [N \cdot m]$$

Výstupní moment:

$$M_{výstupní} = i_{př.}^1 \cdot M_{vstupní} \cdot \eta_{převodovky} \quad (4.3)$$

$$M_{výstupní} = 3,455 \cdot 388,1 \cdot 0,93$$

$$M_{výstupní} = 1247 [N \cdot m]$$

Maximální krouticí moment:

$$M_{k_{max.}} = M_{výstup} \cdot \eta_p \quad (4.4)$$

$$M_{k_{max.}} = 1247 \cdot 0,99$$

$$M_{k_{max.}} = 1234,5 [N \cdot m]$$

4.3 Pevnostní kontrola šroubů brzdy

Brzda je k rámu přichycena pomocí čtyř šroubů o dané třídě pevnosti 8.8, jejichž parametry jsem uvedl v tabulce 4.2. V následujících podkapitolách je proveden rozbor a

výpočet sil namáhajících šrouby, stanovení kritického místa a následná pevnostní kontrola v tomto místě.

Tab. 4.2 Parametry původního šroubu M12 [1]

$P[mm]$	1,75
$d[mm]$	12
$d_2[mm]$	10,863
$d_3[mm]$	9,853
$\beta[^\circ]$	60
$f_z[-]$	0,12
$f_m[-]$	0,18
$\psi[^\circ]$	2,93
$\varphi'[^\circ]$	7,88
$d_s[mm]$	16,5
$D_o[mm]$	14
$M_u[N \cdot m]$	79

Součinitele f_z a f_m jsou voleny dle [7].

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,75}{\pi \cdot 10,863}\right) = 2,93^\circ \quad (4.5)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,12}{\cos 30^\circ}\right) = 7,88^\circ \quad (4.6)$$

$$d_s = \frac{s + D_o}{2} = \frac{19 + 14}{2} = 16,5 [mm] \quad (4.7)$$

4.3.1 Síla vyvozená brzděním

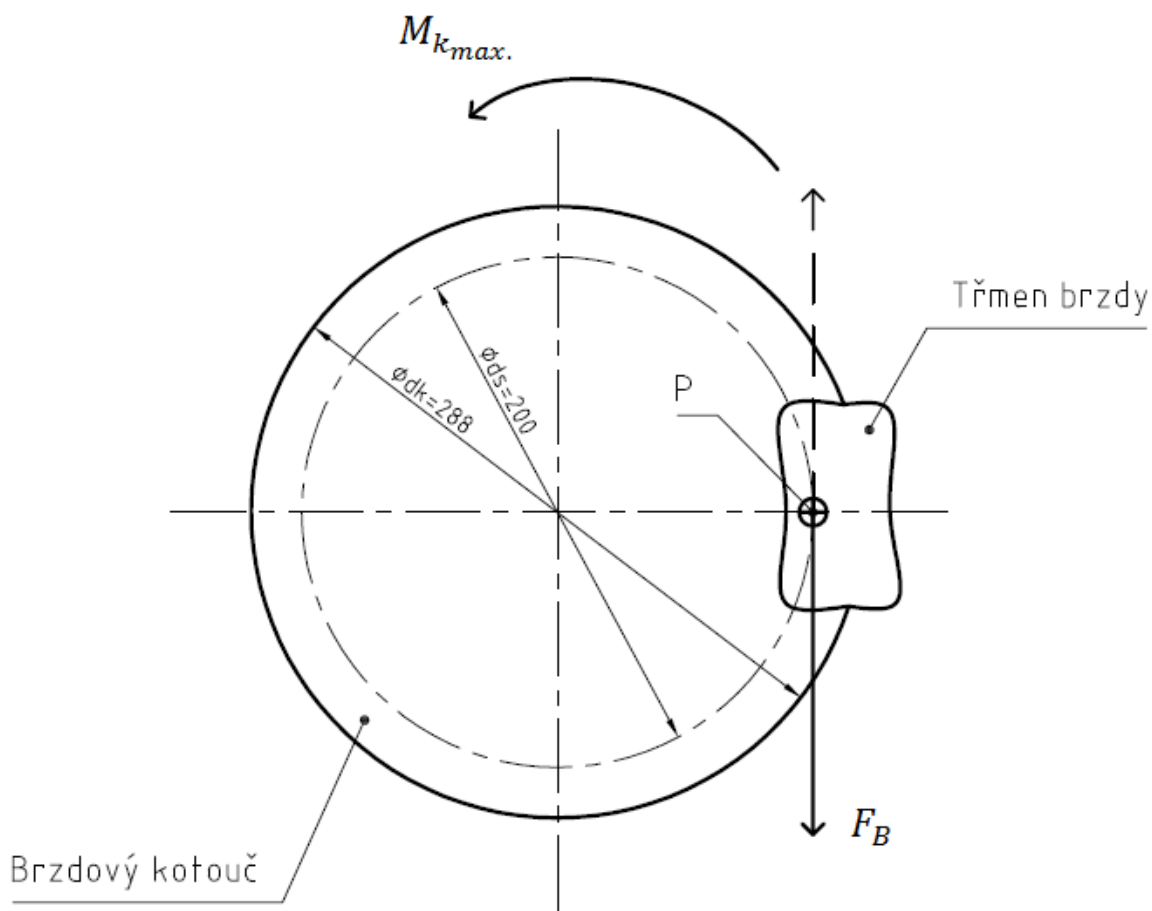
Tato síla vznikne brzděním maximálního krouticího momentu. Schéma silového účinku na brzdě je zobrazen dle obr. 4.2.

Výpočet síly vyvozené brzděním:

$$F_B = \frac{2M_{k_{max.}}}{d_s} \quad (4.8)$$

$$F_B = \frac{2 \cdot 1234,5 \cdot 10^3}{200}$$

$$F_B = 12345 \text{ [N]}$$



Obr. 4.2 Síly na brzdném kotouči

F_B Síla vyvozená brzděním kotouče

d_k Průměr kotouče

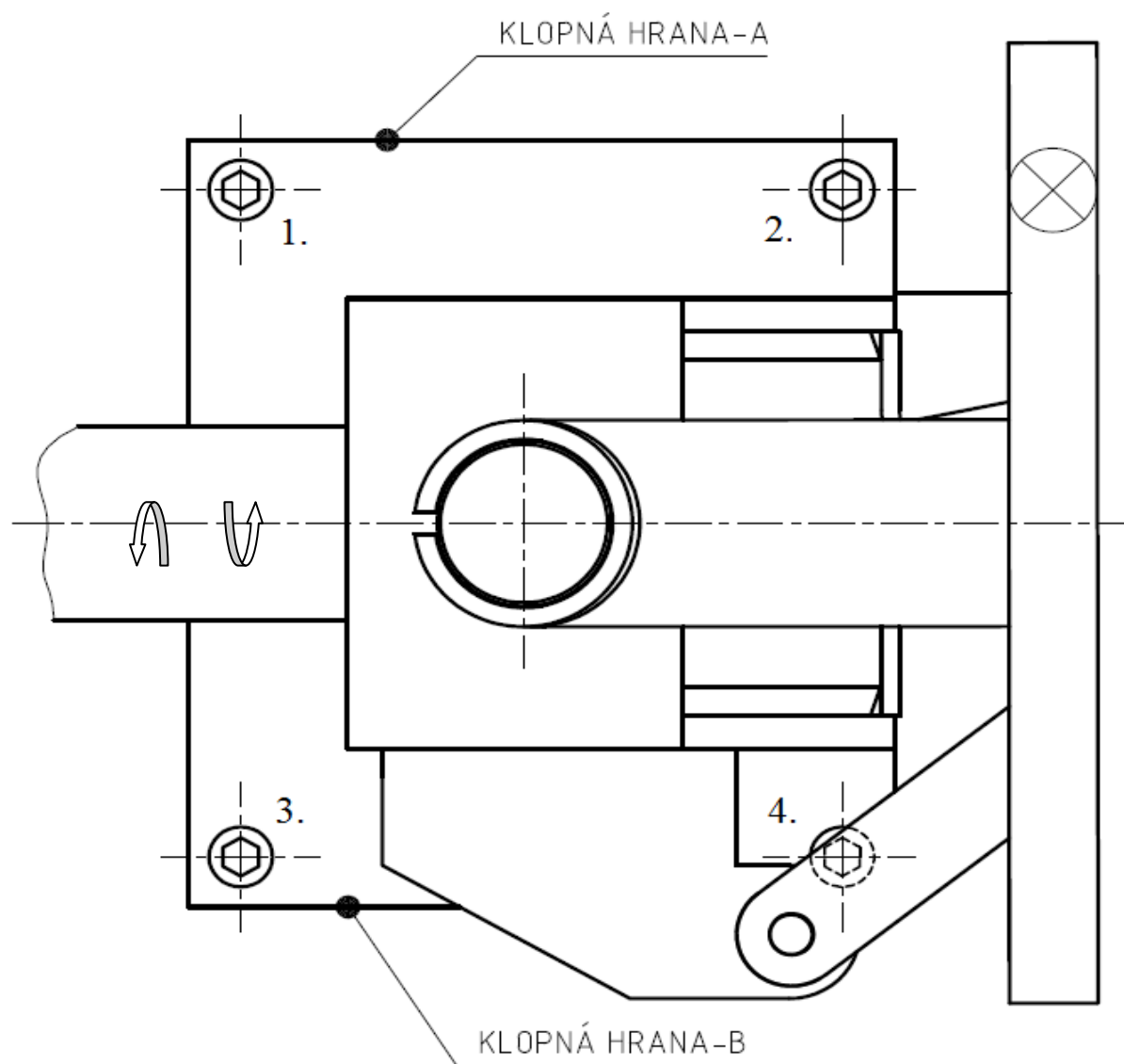
d_s Roztečný průměr kotouče, na kterém je kotouč brzděný

P Působíště přitlačné síly

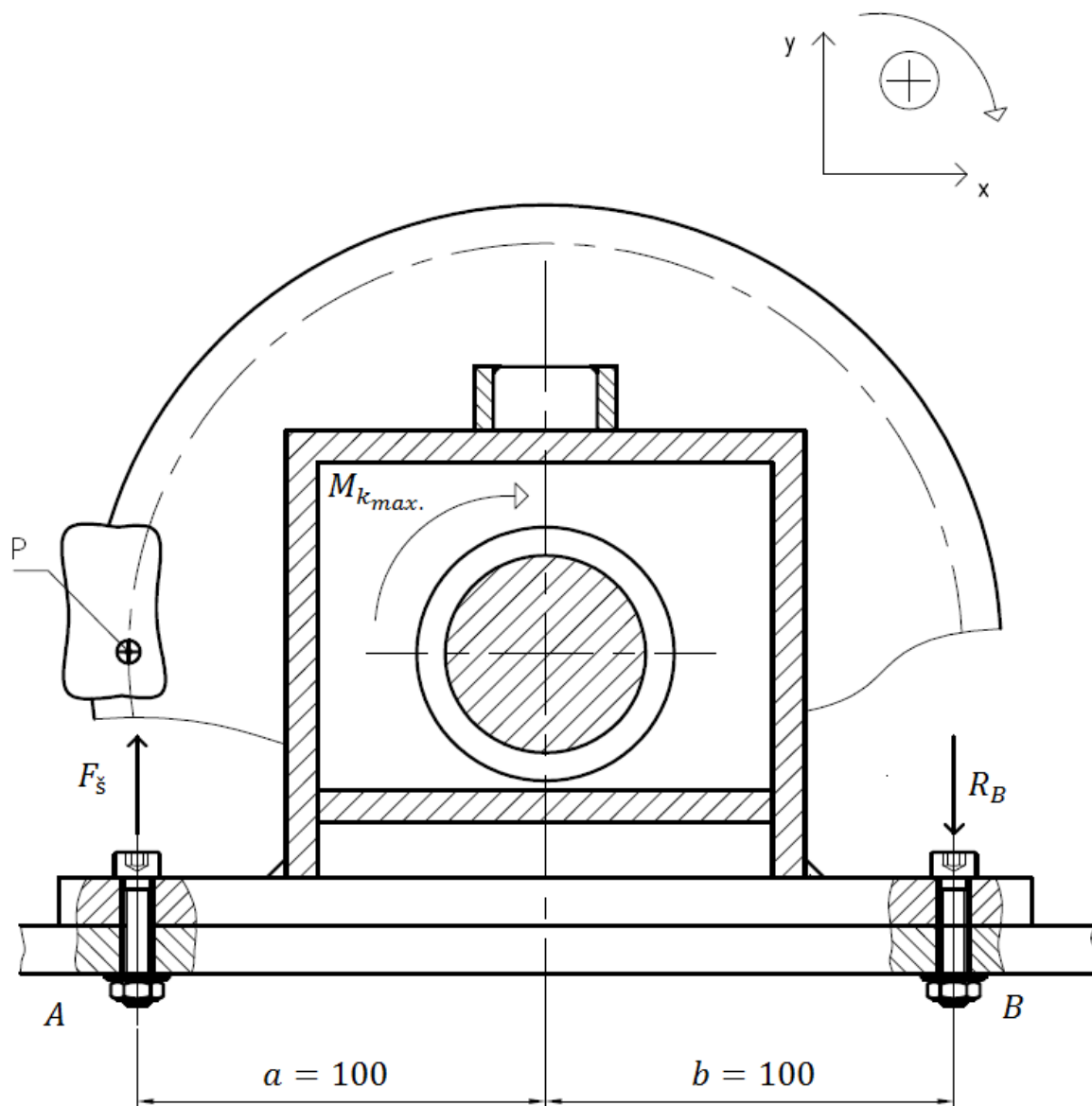
Jelikož čelisti brzdy jsou pevně spojeny s vnějším kroužkem ložiska, které je uprostřed nad deskou a kotouč je v momentě zabrzdění spojen s vnitřním kroužkem ložiska, ve kterém je uložen. Síla od brzdění se tedy vytratí v tomto ložisku a do pevnostní kontroly kotvicích šroubů nevstupuje.

4.3.2 Rozbor sil zatěžující šrouby brzdy

V momentě úplného zabrzdění je hřídel blokován a zároveň je neustále točen motorem. Ložisko je pevně spojeno s deskou a tvoří pevný bod, přes který je deska se šrouby sklápěna kolem klopné hrany dle následujícího obr. 4.3.



Obr. 4.3 Klopení desky



Obr. 4.4 Schéma pro výpočet

Stanovení přídatné tažné síly ve šroubu F_s :

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_s - R_B = 0 \Rightarrow F_s = R_B \quad (4.9)$$

$$F_s \cdot a + R_B \cdot b = M_{kmax.} \quad (4.10)$$

$$F_s \cdot (a + b) = M_{kmax.} \Rightarrow F_s$$

$$F_s = \frac{M_{kmax.}}{(a + b)}$$

$$F_s = \frac{1234,5 \cdot 10^3}{(100 + 100)} = 6172,5 \text{ [N]}$$

Síla F_s je přídatná tažná síla namáhající šrouby.

4.3.3 Pevnostní kontrola šroubů

Šrouby 1 a 2 nebo 3 a 4 jsou namáhány přídatnou tažnou silou F_s a osovou silou F_o od utahovacího momentu. Celková síla působící na jeden šroub je vypočítána ve vztahu (4.11).

$$F_c = \frac{F_s}{2} + F_o \quad (4.11)$$

$$F_c = \frac{6172,5}{2} + 31323$$

$$F_c = 34409,3 \text{ [N]}$$

Stanovení síly F_o :

Předepínací osovou sílu F_o vypočítáme z předepsaného utahovacího momentu. Pro náš šroub je $M_u = 79 \text{ [N} \cdot \text{m]}$ dle [13].

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} \quad (4.12)$$

$$M_{tm} = F_{tm} \cdot \frac{d_s}{2} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} \quad (4.13)$$

$$M_{tz} = F_{tz} \cdot \frac{d_2}{2} = F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (4.14)$$

$$M_u = F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f_m \cdot \frac{d_s}{2} \Rightarrow F_o \quad (4.15)$$

$$F_o = \frac{2M_u}{(tg(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_m \cdot d_s)} \quad (4.16)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 79 \cdot 10^3}{(tg(2,93 + 7,88) \cdot 10,863 + 0,18 \cdot 16,5)}$$

$$F_o = 31323 \text{ [N]}$$

Výpočet tahového napětí σ_t :

$$\sigma_t = \frac{F_c}{S_{min.}} = \frac{F_c}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4F_c}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.17)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 34409,3}{\pi \cdot 9,853^2} = 451,5 \text{ [MPa]}$$

Výpočet smykového napětí τ :

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_{kmin.}} = \frac{F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (4.18)$$

$$\tau = \frac{31323 \cdot tg(2,93 + 7,88) \cdot \frac{10,863}{2}}{\frac{\pi \cdot 9,853^3}{16}}$$

$$\tau = 173 \text{ [MPa]}$$

Výpočet redukovaného napětí dle GUESTA:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau^2} \quad (4.19)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{451,5^2 + 4 \cdot 173^2}$$

$$\sigma_{red} = 568,8 \text{ [MPa]}$$

Pevnostní podmínka:

Třída pevnosti: 8.8

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ [MPa]} \quad (4.20)$$

Bezpečnost $k_s(1,5 \div 2,5)$ dle [2] \Rightarrow voleno $k_s = 1,5$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt} = \frac{R_e}{k_s} \quad (4.21)$$

$$568,8 < \frac{640}{1,5} = 426,6$$

$$568,8 > 426,6 \text{ [MPa]} \dots \dots \sigma_{red} > \sigma_{dovt}$$

Závěr:

Pevnostní podmínka není splněna, tudíž původní navržené šrouby nevyhovují a budou nahrazeny novými.

4.3.4 Návrh nových šroubů

$$\sigma_{red} = \sigma_t \cdot \beta_k \leq \sigma_{dov_t} \quad (4.22)$$

$$\frac{F_c}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \beta_k \leq \sigma_{dov_t} \Rightarrow d_3 \quad (4.23)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{dov_t}}} \quad (4.24)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 34409,3 \cdot 1,4}{\pi \cdot 426,6}}$$

$$d_3 = 11,99 [mm]$$

Z ČSN 01 4013 je nejbližší hodnota $d_3 = 12,160$, které odpovídá metrický závit M14 x 1,5, jehož rozměry jsem uvedl v tabulce 4.3. Součinitel přidavného krutu β_k volen v intervalu 1,3÷1,5 dle [7].

Tab. 4.3 Parametry závitu M14 x 1,5 [1]

$P[mm]$	1,5
$d[mm]$	14
$d_2[mm]$	13,026
$d_3[mm]$	12,160
$\beta[^\circ]$	60
$\psi[^\circ]$	2,1
$\varphi'[^\circ]$	7,88

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 13,026}\right) = 2,1^\circ \quad (4.25)$$

$$\varphi' = 7,88^\circ \text{ viz (4.6)}$$

Výpočet tahového napětí σ_t :

$$\sigma_t = \frac{F_c}{S_{min.}} = \frac{F_c}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4F_c}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.26)$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 34409,3}{\pi \cdot 12,160^2} = 296,5 \text{ [MPa]}$$

Výpočet smykového napětí τ :

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_{kmin.}} = \frac{F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (4.27)$$

$$\tau = \frac{31323 \cdot tg(2,1 + 7,88) \cdot \frac{13,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 12,160^3}{16}}$$

$$\tau = 101,7 \text{ [MPa]}$$

Výpočet redukovaného napětí dle GUESTA:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau^2} \quad (4.28)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{296,5^2 + 4 \cdot 101,7^2}$$

$$\sigma_{red} = 359,6 \text{ [MPa]}$$

Pevnostní podmínka:

Jako výchozí třídu pevnosti pro nové šrouby budu volit 8.8

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ [MPa]} \quad (4.29)$$

Bezpečnost $k_s(1,5 \div 2,5)$ dle [2] => voleno $k_s = 1,5$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt} = \frac{R_e}{k_s} \quad (4.30)$$

$$359,6 < \frac{640}{1,5} = 426,6$$

$$359,6 < 426,6 \text{ [MPa]} \dots \dots \sigma_{red} < \sigma_{dovt}$$

Závěr:

Navržený šroub M14 vyhovuje pevnostní podmínce a bude tedy použit.

Značení navrženého šroubu:

ŠROUB S VÁLCOVOU HLAVOU M14x50 ISO 4762 – 8.8 – A3L

4.4 Návrh kloubového hřídele

Zkušební zařízení je doplněno o levou pohonnou větev z důvodu měření účinnosti diferenciálu. Z tohoto důvodu je potřeba navrhnout kloubový hřídel.

Předběžný průměr hřídele z krutu:

Materiál kloubového hřídele: C45 (dřívější značení 12 050 dle ČSN), s mezí pevnosti

$$R_m = 650 \div 800 \text{ MPa} [1]$$

$$\tau_{Dk} = \frac{0,36 \cdot R_m}{k} = \frac{0,36 \cdot 800}{1,2} = 240 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

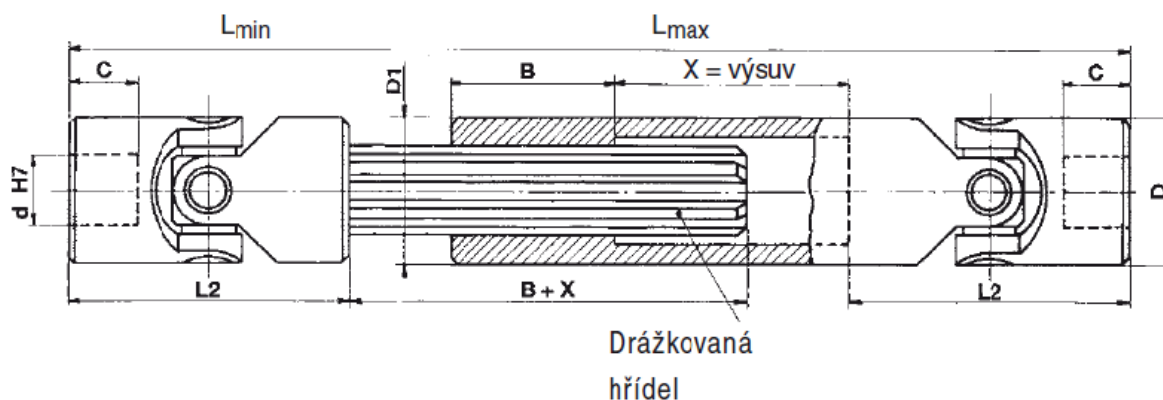
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (4.32)$$

$$\frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d'^3}{16}} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \quad (4.33)$$

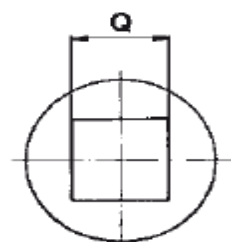
$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1247 \cdot 10^3}{\pi \cdot 240}} \quad (4.34)$$

$$d' = 29,7 \text{ mm}$$

Volba kloubového hřídele a jeho specifikace:



Obr. 4.5 Schéma kloubového hřídele



Obr. 4.6 Připojovací rozměr hřídele

Z předběžného průměru hřídel $d' \doteq 30 \text{ mm}$ jsem navrhl kloubový hřídel, který je vybrán dle [10]. Pro připojení kloubového hřídele jsem zvolil hranolové spojení a to z obou stran. Toto spojení jsem volil s ohledem na jeho vysokou únosnost a snadnou montáž a demontáž spojení. Na obr. 4.5 je

zobrazené schéma použitého kloubového hřídele a v tabulce 4.4 jsou uvedeny základní parametry tohoto hřídele v [mm].

Tab. 4.4 Rozměry kloubového hřídele

D	L_2	C	B	Q	DŘÁŽKOVÁNÍ	D1
58	122	29	50	30	8x32x38	58

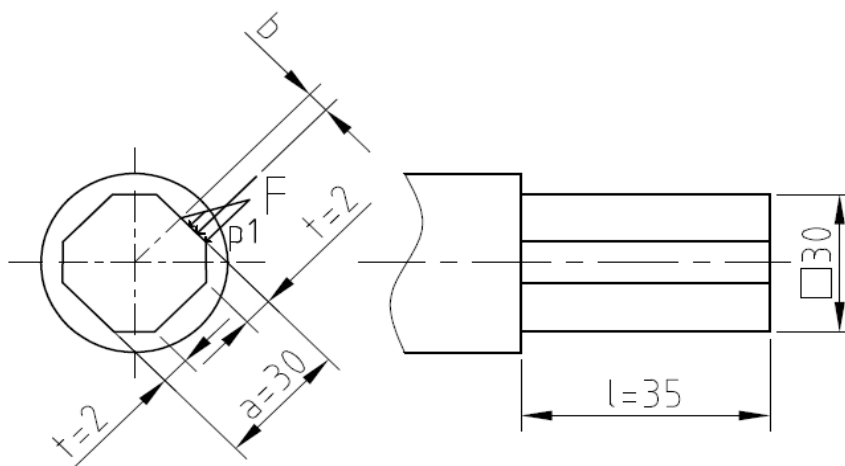
$$L_{min} = 540mm$$

$$L_{max.} = 795mm$$

VOLÍM VÝSUVNÝ KLOUBOVÝ HŘÍDEL TYP G – 6GA29 [10]

Kontrola připojovacích rozměrů:

Kloubový hřídel je připojen k diferenciálu pomocí příruby obr. 4.8. K přenosu krouticího momentu dochází pomocí hranolového spojení.



Obr. 4.7 Schéma hranolového spoje

b rameno výslednice tlaku F [mm]

l' funkční délka spoje [mm]

n počet hran [-]

φ opravný součinitel [-]

$$p_D = 120MPa, \varphi = (1,3 \div 2) \text{ dle [2]}$$

$$b = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{a}{2} - t \right) = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{30}{2} - 2 \right) = 8,7 \text{ [mm]} \quad (4.35)$$

$$p_{1max.} = \frac{12 \cdot M_k \cdot \varphi}{l' \cdot b \cdot n \cdot (a - 2t)^2} \leq p_D \quad (4.36)$$

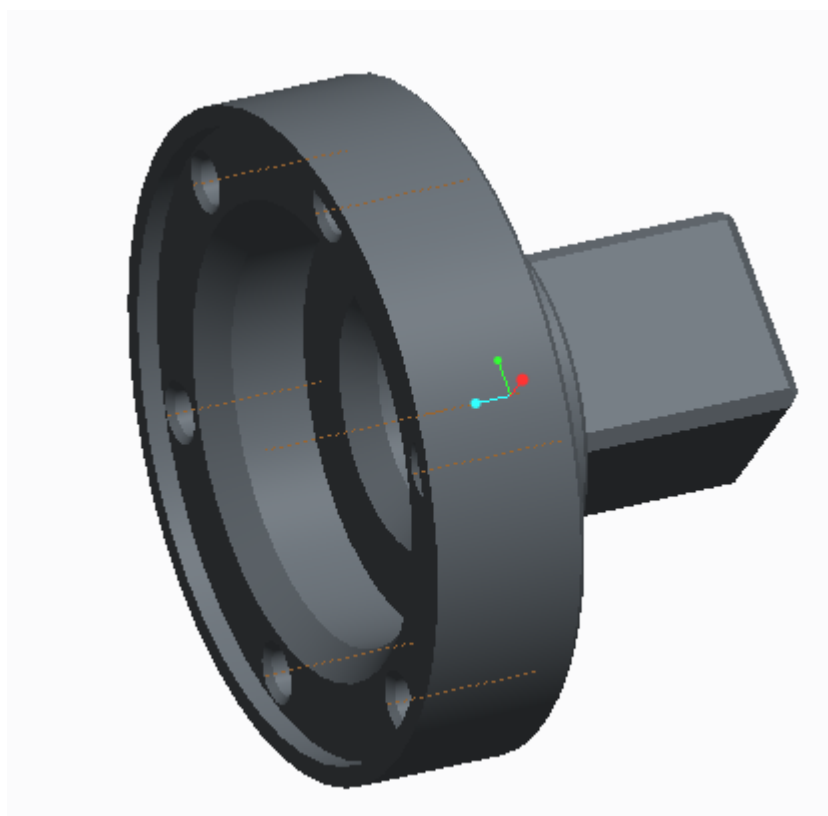
$$p_{1max.} = \frac{12 \cdot 1247 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{29 \cdot 8,7 \cdot 4 \cdot (30 - 2 \cdot 2)^2} \quad (4.37)$$

$$p_{1max.} = 30,8 \text{ [MPa]}$$

$$30,8 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$$

$$p_{1max.} < p_D$$

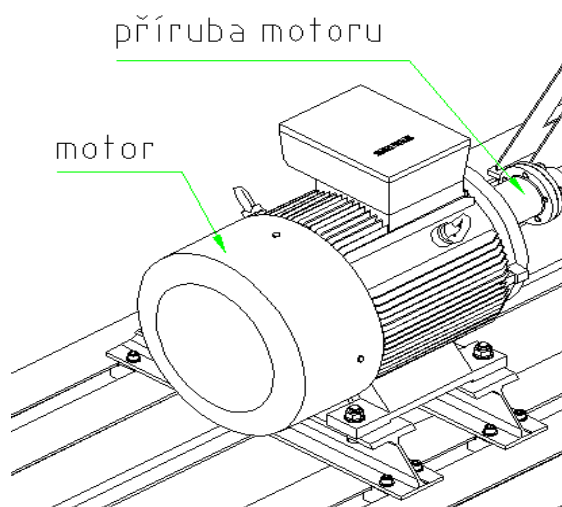
Navržený hranolový spoj vyhovuje.



Obr. 4.8 Navržená příruba

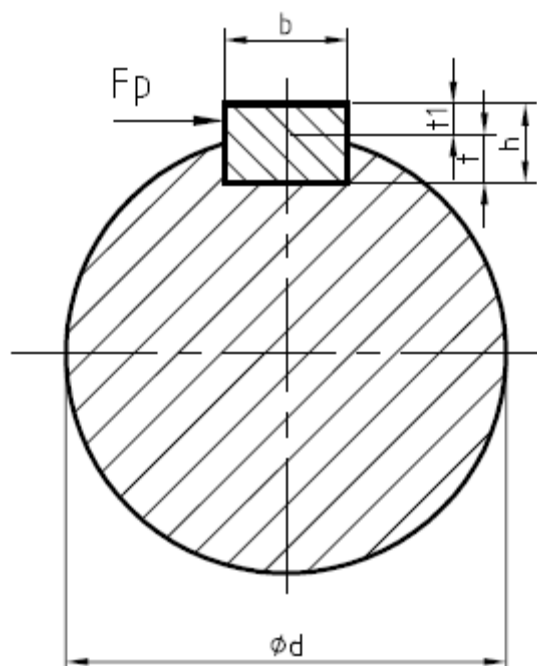
4.5 Kontrola příruby motoru

Jak bylo již zmíněno v kap. 3.1 výstupní hřídel motoru o $\varnothing 50\text{mm}$ je k přírubě přichycen pomocí těsného pera 14e7x9x80 ČSN 02 2562. Na obr. 4.9 je znázorněno toto spojení. U spoje s perem se provádí výpočet velikosti tlaku mezi bokem drážky v hřídeli a perem a mezi bokem drážky v náboji a perem a tyto hodnoty se porovnají s dovoleným tlakem. Pro těsné pero a ocelový náboj je dovolený tlak $p_D = 120 \text{ MPa}$ [2].



Obr. 4.9 Příruba motoru

Výpočet kontroly na otlacení budu provádět pouze pro náboj, jelikož je zde menší styková plocha než v hřídeli, kde je otláčováno pero po celé délce l (včetně konců). Na Obr. 4.10 je zobrazena síla působící na pero.



Obr. 4.10 Síla působící na pero

Síla působící na pero:

$$F_p = \frac{M_{M_{max.}}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \cong \frac{2M_{M_{max.}}}{d} \quad (4.38)$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 396000}{50} = 15840 \text{ [N]}$$

Výpočet tlaku na pero v náboji:

$$p_{PN} = \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_p - b)} \leq p_D \quad (4.39)$$

$$p_{PN} = \frac{15840}{3,5 \cdot (80 - 14)} = 68,6 \text{ [MPa]}$$

Tlak působící na pero v náboji je nižší než $p_D = 120 \text{ [MPa]}$, spoj pomocí pera tedy vyhovuje.

5. ZÁVĚR

Výsledkem práce je zrekonstruované zkušební zařízení pro měření účinnosti automobilních převodovek. Zrekonstruované zařízení je oproti původnímu doplněno o snímač krouticího momentu a levou větev pohonu (kloubový hřídel, brzda).

Dle zadání bakalářské práce byly provedeny konstrukční úpravy stávajícího zařízení, analýza pohonu, návrh kloubového hřídele a pevnostní kontrola kotvicích šroubů brzdy. Nejprve byla provedena analýza, kde jsem se zabýval tokem krouticích momentů (maximální moment motoru, vstupní moment, výstupní moment a maximální krouticí moment) v jednotlivých částech zařízení. Dalším krokem bylo zjištění zatěžující síly, která namáhá kotvicí šrouby brzdy. Po zjištění zatěžujících sil, byla provedena pevnostní kontrola původních šroubů. Z výsledků pevnostní kontroly vyplynulo, že původní šrouby nevyhovují a proto byly navrženy nové šrouby. Poté byl navržen kloubový hřídel a jeho uchycení k přírubě diferenciálu a k brzdě. Pro obě strany kloubového hřídele jsem volil uchycení pomocí hranolového spoje. Toto spojení bylo navrženo a pevnostně zkontrolováno. Cíle bakalářské práce byly splněny.

Výkres sestavení a vybrané dílenské výkresy jsou přiloženy.

Poděkování:

Závěrem této práce bych rád poděkoval vedoucí bakalářské práce Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D. za cenné rady a připomínky v celém průběhu zpracování bakalářské práce.

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ

- [1] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel.: *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] DEJL, Zdeněk.: *Konstrukce strojů a zařízení I – Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] BOHÁČEK, František.: *Části a mechanismy strojů I – Spoje*. VUT Brno, 1987.
- [4] BOLEK, A. a KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů – svazek I*. SNTL Praha, 1990.
- [5] NĚMČEK, Miloš.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. Vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] MORAVEC, Vladimír.: *Mechanické a hydraulické převody – Mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-807-0.
- [7] KALÁB, Květoslav.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [8] *ELEKTROPOHONY*. Typová řada MEZ [online]. 2014 [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <<http://www.abelektropohony.cz/rada-mez-siemens/14bg200l02--37kw-2950-min-1>>.
- [9] *ELEKTROMOTOR*. Rozměrový list [online]. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <<http://www.abelektropohony.cz/user/souvisejici-soubory/14BG%20TECHNICK%C3%9D%20LIST%285%29.pdf>>.
- [10] *KLOUBOVÉ HRÍDELE*. Katalog produktů [online]. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <<http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/>>.
- [11] *E-KNIHA*. Škoda fabia II. [online]. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <http://books.google.cz/books?id=MCg7rg4RsjuC&printsec=frontcover&hl=cs&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false>.

ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ. Zkoušky převodovek [online]. 2014 [cit. 2014-05-13].

- [12] Dostupné z:< http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_047_01.pdf>.

SKRIPTA. Členění technické dokumentace [online]. 2014 [cit. 2014-05-13].

- [13] Dostupné z:
<http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Vseobecne_zasady_cleneni_techicke_dokumentace.pdf>.

7. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – *Výkresová dokumentace*

- Výkres sestavení – RIH0012 – 00 (A1)
- Výrobní výkres – RIH0012 – 00 - 32 (A3)
- Výrobní výkres – RIH0012 – 00 - 19 (A3)

Příloha B – *přiložené CD*